

# ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ КОНСЕРВАНТОВ В ТРАНШЕЙНОМ СИЛОСОХРАНИЛИЩЕ

В.А. ШАРШУНОВ, член-корреспондент ААН РБ; А.В. КУЗЬМИЦКИЙ, к.т.н.;  
В.А. ДРЕМУК, инженер (БСХА)

В соответствии с проведенными в БСХА исследованиями [1], а также работами других авторов [2,3] наиболее перспективным следует считать внутриобъемный способ внесения, исключая потери консерванта и позволяющий применять консервант с сильными фунгицидными свойствами. Однако, как показывает производственный опыт, эффективность применения консервирующих добавок практически полностью определяется равномерностью распределения в растительном материале и соблюдением дозировки, что, в свою очередь, предъявляет жесткие требования к технологии и конструкции применяемого оборудования.

Для реализации внутриобъемного способа предложена конструкция смесителя-разравнивателя роторного типа с системой подачи консервантов к трамбуемому агрегату, осуществляющему процесс внесения их непосредственно в силосохранилище траншейного типа одновременно с перемешиванием корма, его разравниванием и трамбовкой [4].

Важнейшей составной частью смесителя-разравнивателя является его ротор - лопастной метательный аппарат, с помощью которого частицы корма отбрасываются от смесителя в заданном направлении.

Характер движения частицы корма по лопасти схематически может быть представлен следующим образом: поступившая на вращающуюся лопасть ротора частица вначале приобретает окружную скорость той точки лопасти, с которой она пришла в соприкосновение. Затем под влиянием действующих на неё сил, вращаясь вместе с лопастью, она начинает свое движение вдоль лопасти к ее наружному краю со все возрастающей скоростью и, достигнув края лопасти, покидает ротор, когда лопасть проходит выбросное окно. Полученный частицей запас кинетической энергии определяется ее массой и конечной абсолютной скоростью, равной геометрической сумме переносной скорости ее движения вместе с лопастью и относительной скорости движения вдоль лопасти, значение которой зависит, в частности, от начального положения частицы при её соприкосновении с лопастью.

Анализ конструктивных схем роторов показывает, что наиболее рациональным, с точки зрения производительности и потребления ротором удельной мощности, является радиальное расположение лопастей.

В целях упрощения математического описания рабочего процесса в роторе исключаем из рассмотрения силы взаимодействия между отдельными частями. Амплитуда колебаний угловой скорости вращения ротора  $\omega$  при установившемся режиме незначительна, поэтому принимаем  $\omega = \text{const}$ .

Теория движения частиц по шероховатым поверхностям известна из работ академика ВАСХНИЛ П.М.Василенко [5], [6], поэтому задача исследований: установить, на основании данной теории, зависимость структурных свойств кормового потока от конструктивных и кинематических параметров ротора.

Начальное положение лопасти (рис.1) в момент ее подхода к выбросному окну определяется углом с горизонтальной осью ротора, а начальное положение рассматриваемой частицы  $M_0$  на лопасти - радиусом  $R_0$ .

Так как ротор вращается с постоянной угловой скоростью, то за отрезок времени  $t$  лопасть повернется вокруг оси ротора на угол  $\psi = \omega t$ , а частица перейдет в точку  $M$ , определяемую радиусом  $x$ , и, двигаясь по лопасти со скоростью  $v_r$ , пройдет за это время путь

$$s = \int_0^t v_r dt$$

Лопасть к этому времени займет положение, определяемое углом наклона ее к горизонту  $\alpha + \psi$ .

На рассматриваемую частицу с массой  $m$ , расположенную в точке  $M$ , действуют: сила тяжести  $G$ , сила трения  $F_g$ , центробежная сила инерции  $J = m\omega^2 x$  сила Кориолиса  $K = 2m\omega v_r$ , и сила трения  $F_r$  от кориолисовой силы. Для упрощения решения задачи, а также учитывая малую силу тяжести частицы по сравнению с силами инерции, принимаем  $G$  и  $F_g$  равными нулю.

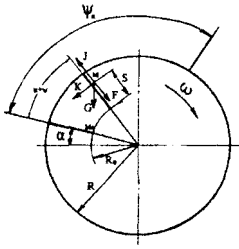


Рис. 1 Схема сил, приложенных к материальной частице, движущейся во вращающейся лопасти ротора.

Дифференциальное уравнение движения частицы корма по лопасти будет иметь вид [5]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = J - F_k \quad (1)$$

Оптимальный угол разгрузки ротора определяется угловым перемещением лопасти, необходимым для того, чтобы кормовая масса, находящаяся на лопасти, успела покинуть ее. Если угол разгрузки определен без учета основных факторов, влияющих на его величину, то нельзя будет использовать полностью производительность ротора, так как с каждым оборотом лопастей количество кормовой массы, остающейся на роторе и не выброшенной через разгружающее окно, будет увеличиваться.

Это условие определяется из решения уравнения (1), из которого может быть найдено значение угла  $\Psi_k$  [5]

$$R / R_0 (k_1 - k_2) = (-k_2 e^{k_1 \Psi_k} + k_1 e^{k_2 \Psi_k}) \quad (2)$$

Задавая величину  $R_0$ , определяющую рабочую длину лопасти и коэффициент внешнего трения  $f = \lg \phi_1$ , можно определить угол разгрузки  $\Psi_k$ .

Зависимость угла разгрузки  $\Psi_k$  от  $R / R_0$  для разных значений  $f_1$  представлена графиком (рис. 2).

Для определения угла разгрузки можно использовать зависимость

$$\omega t_1 = \cos \phi / (1 - \sin \phi) \ln 2R / (r(1 + \sin \phi)),$$

где  $\phi$  - угол трения частицы по поверхности диска и лопатки;  $R$  - радиус диска;  $r$  - радиус питания.

Из анализа этого графика видно, что нецелесообразно выбирать рабочую длину лопасти слишком большой, так как с увеличением ее длины (уменьшением  $R_0$ ) резко возрастает угол разгрузки, а пропускная способность ротора при этом увеличивается практически незначительно. Конструктивные размеры ротора на величину угла разгрузки влияния практически не оказывают.

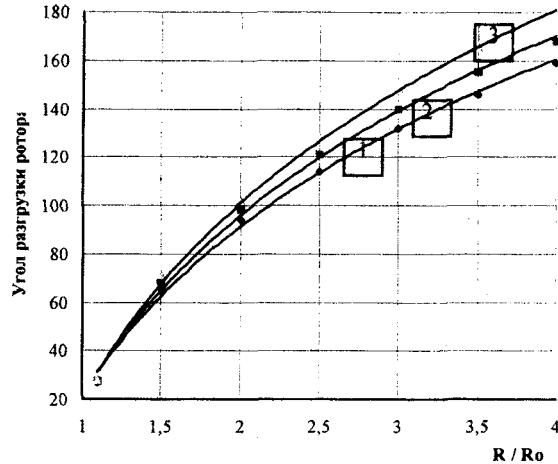


Рис. 2 График для определения угла разгрузки ротора при различных коэффициентах трения: 1 -  $f = 0,5$ ; 2 -  $f = 0,6$ ; 3 -  $f = 0,7$ .

Для более равномерного распределения силовой массы по поверхности направление вектора абсолютной скорости частиц корма в конце разгрузки должно быть параллельно горизонту (рис. 3). Направление этой абсолютной скорости определяется углом  $\delta$ , который находят из выражения

$$\cos \delta = v_r / v.$$

Для лопасти оптимальной длины относительная скорость в конце разгрузки, согласно расчетам, приблизительно равна окружной  $v_r \approx v_s$ , следовательно, угол  $\delta = 45^\circ$ . Зная угол  $\delta$  и угол разгрузки  $\Psi_k$ , можно определить угол начала разгрузки  $\alpha = 180 - \delta - \Psi_k$ .

Для обеспечения нормальных условий работы загрузка ротора кормом за каждый его оборот не должна выходить за пределы, определяемые допустимым коэффициентом заполнения  $k_{зан}$ , под которым понимается отношение фактической объемной про-

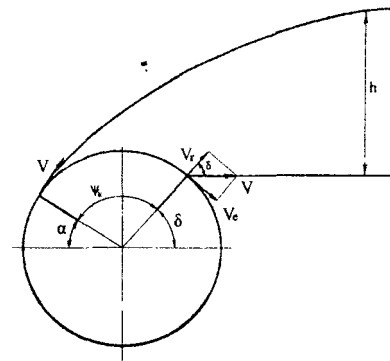


Рис. 3. Расчетная схема для определения параметров выгрузной камеры.

изводительности машины  $\Pi_{\phi}$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) к пропускной способности ротора (роторов)  $\Pi$ .

$$k_{\text{зан}} = \Pi_{\phi} / \Pi_p = \Pi_{\phi} / 900 D_p B_p v_{\epsilon} m_p, \quad (5)$$

где  $D_p$  - диаметр ротора, м;  $B_p$  - ширина ротора, м;  $v_{\epsilon}$  - окружная скорость ротора, м/с;  $m_p$  - количество роторов.

Глубина ротора выбирается в зависимости от его диаметра  $B_p = k_{\epsilon} D_p$ ,

где  $k_{\epsilon} = 0,325 \dots 0,375$  - отношение глубины ротора к его диаметру.

**Окружная скорость ротора.** С увеличением скорости ротора дальность отбрасывания частиц корма возрастает. Но эта дальность не растет беспредельно и для конкретных условий, определяемых многими факторами и в том числе конструктивными особенностями рабочего органа, наибольшее ее значение довольно четко ограничивается некоторой критической скоростью ротора. Дальнейшее увеличение скорости ротора сверх критической не дает практически заметного роста дальности отбрасывания силосуемой массы.

Для приближенных расчетов при окружной скорости ротора  $15 \dots 27$  м/с наибольшая дальность отбрасывания  $L_{\text{max}} = v_{\text{пер}} = v_{\epsilon}$ , м.

**Диаметр ротора.** Задавшись отношением глубины ротора к его диаметру, по формуле (5) определяем диаметр ротора

$$D_p = 1/30 \sqrt{\Pi_{\phi} / (V_{\epsilon} k_{\text{зан}} k_B m_p)}, \quad (6)$$

Минимальная рабочая скорость смесителя - разравнивателя определяется из выражения

$$V_{\text{мин}} = \Pi_{\phi} / (1000 B h_{\text{ср}}), \quad (7)$$

где  $\Pi_{\phi}$  - фактическая производительность смесителя,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $B$  - ширина захвата смесителя, м;  $h_{\text{ср}}$  - средняя высота обрабатываемой растительной массы, м.

**Зависимость структурных свойств кормового потока от конструктивных и кинематических параметров ротора.**

Зная параметры выгрузной камеры и секундную производительность ротора, можно определить порозность потока

$$\epsilon = 1 - (V_0 / V), \quad (8)$$

где  $V_0$  - объем, занимаемый частицами корма, равный фактической производительности смесителя - разравнивателя за одну секунду;  $V$  - объем выгрузной камеры.

После подстановки значений  $V_0$  и  $V$  получаем

$$\epsilon = 1 - ((900 D_p B_p v_{\epsilon} k_{\text{зан}} / 3600) / (B_p h v)) \quad (9)$$

Абсолютная скорость в конце разгрузки, согласно расчетам  $v = 1,42 v_{\epsilon}$ . После сокращений и подстановки значений получаем

$$\epsilon = 1 - (0,17 D_p k_{\text{зан}} / h) \quad (10)$$

Анализируя данную формулу, можно сделать вывод, что порозность кормового потока зависит

только от коэффициента заполнения ротора при неизменных остальных параметрах. Изменять коэффициент заполнения можно частотой вращения ротора при неизменной поступательной скорости трактора - трамбовщика. Зависимость порозности от частоты вращения представлена графиком (рис.4).

Как следует из графика, увеличение частоты вращения ротора более 20 рад/с нецелесообразно, так как порозность при этом увеличивается незначительно. Результаты теоретических исследований использованы при разработке методики расчета и проектирования смесителя - разравнивателя корма

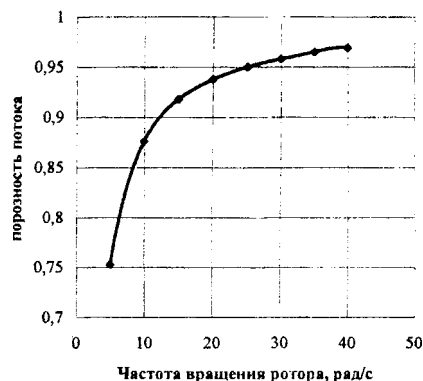


Рис. 4. Зависимость порозности потока от частоты вращения ротора.

в траншейном хранилище.

#### Литература

1. Назаров С.И., Шаршунов В.А., Кузьмицкий А.В. Моделирование и оценка ресурсосбережения технологий заготовки стебельчатых кормов. - Известия Академии аграрных наук Республики Беларусь. - 1999, № 3. - С. 90...92.
2. Поединок В.Е., Николаенко Л.И. Внесение химических консервантов в силосуемую массу. - Техника в сельском хозяйстве. - 1986, № 8. - С. 16.
3. Грачев А.В. Способы и технические средства повышения эффективности обработки силосуемой зелёной массы химическими консервантами: Автореф. дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. М., 1987 г.
4. Шаршунов В.А., Кузьмицкий А.В. Дремук В.А., Лазарев Л.П. Внутриобъёмное внесение жидких консервантов при закладке сенажа и силоса. - Достижения науки и техники АПК. - 1999, № 7. - С. 27...29.
5. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. - Киев, 1960, 283 с.
6. Кузьменко В.Ф. Обоснование технологического процесса и параметров рабочих органов для формирования массы при секционном заполнении траншейных хранилищ: Автореф. дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. Глеваха, 1990.